



**Universidad**  
Zaragoza

# Trabajo Fin de Grado

Desarrollo conceptual de una bomba de  
calor para el sistema de calefacción para un  
bus de pasajeros

Concept development of a heat pump system  
for heating of bus passenger cabins

Autor/es

**Ignacio Calvo Pérez**

Director/es

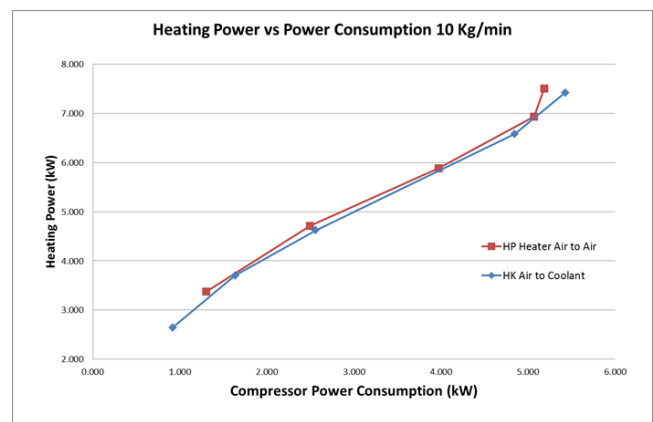
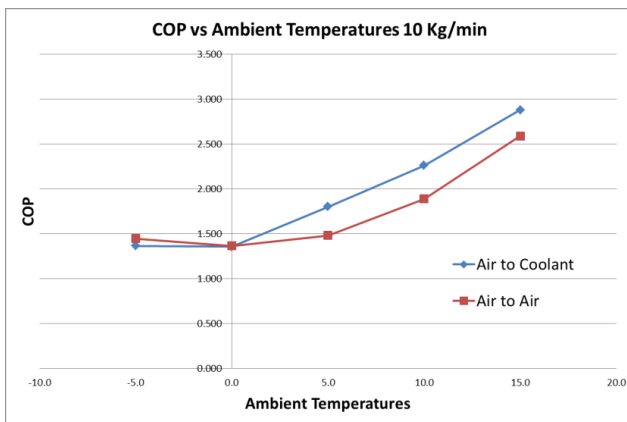
Ulrich Gaertner (Hochschule Esslingen)  
Alexander Argento (Supervisor MAHLE)  
Luis Ignacio Díez (Ponente España)

Escuela de arquitectura e Ingeniería de Zaragoza / Hochschule Esslingen  
2019

## RESUMEN

Finalmente, el sistema elegido como el más interesante para nuestro proyecto es el sistema de **Aire-Agua**. Una solución indirecta basada en un condensador indirecto, circuito indirecto de refrigerante de agua, condensadores, intercambiador de calor exterior que puede funcionar como evaporador o condensador y Chiller de batería.

Las principales razones para elegir esta solución son las siguientes: da un rendimiento similar al de Air to Air, componentes disponibles para construir la unidad en este momento, un sistema más eficiente con un mayor COP y también un acoplamiento más fácil con la unidad que fue previamente diseñada.



Component	Picture	Information	Number of Units	Unit cost
Electrical Compressor		Sanden electric compressor 57cc	1	440€
ICondenser		ICond, size 4, no receiver/dryer	1	40€
Heater Core		Heater Core (MAHLE) 183x220x26 mm U-flow, 109 fin/dm	2	10€
Accumulator		Accumulator series part V40 oil bleed hole 1.51 mm with desiccant bag (120 g)	1	18€
OHX (Outside heat exchanger)		Outside heat exchanger. Part Number HS739002. (KS379 - 608 x 400 x 16)	1	25€
Chiller		Chiller with EXV (MAHLE) 89x60x67 mm, 44 plates, KS344+ integrated EXV, 2 ton	1	55€
Thermal Expansion Valve		2 ton Automotive Expansion Valve	3	5€
Shut off valve		Shut-off valve, ID 10 mm normal open NW13 with single O-Ring	5	25€
Coolant Pump		Coolant pump	1	100€
Evaporator		Evaporator SPA (MAHLE) 251x250x50 mm, KS250 80 fin/dm	2	20€
Check valve		Check valve, ID 11 mm NW16 with single O-Ring	4	5€

# ÍNDICE

Resumen .....	1
1. Introducción .....	3
2. Tecnología utilizada .....	4
2.1 Ciclo de bomba de calor .....	4
2.2 Mejoras posibles sobre la bomba de calor.....	5
2.3 Tipos de bombas de calor.....	5
3. Principales competidores .....	6
3.1 Valeo.....	6
3.2 Konvekta.....	19
3.3 Aurora.....	7
3.4 Eberspächer .....	8
3.5 Sumario del estudio de mercado .....	9
4. Comparación de las tecnologías y componentes existentes en cooperación con el departamento de predesarrollo de sistemas Hvac.....	10
4.1 Sistema con refrigerante sin cambios MCTS .....	10
4.2 Sistema aire a agua.....	10
4.3 Sistema aire-aire .....	11
4.5 Comprobación componentes .....	11
5. Simulaciones.....	12
5.1 Aire-agua .....	12
5.2 Aire-aire.....	14
5.3 Aire-Agua vs Aire-Aire, evaluación de rendimiento .....	14
5.3.1 Parametros de la simulación .....	14
5.3.2 Comparación de resultados de la simulación .....	15
6. Costes de los sistemas .....	19
6.1 Componentes aire-agua / Anexo 2 .....	19
6.2 Componentes aire-aire / Anexo 2 .....	19
6.3 Comparación de costes de los respectivos sistemas .....	19
6.3.1 Coste sistema aire-agua .....	19
6.3.2 Coste sistema aire-aire.....	20
7. Conclusiones finales.....	21
8. Anexo 1: Tablas de los diferentes resultados de las simulaciones	
9. Anexo 2: Parte no incluida/traducida del trabajo, gráficas e ilustraciones.	

## 1. INTRODUCCIÓN

---

El cambio climático nos presenta una complicada situación medioambiental principalmente concentrada en las grandes ciudades debido a la superpoblación y a la cercanía de ellas mismas con las zonas industriales. En ellas se consumen cantidades ingentes de residuos fósiles y se emiten cientos de toneladas de CO<sub>2</sub> al año convirtiendo estos lugares en zonas no recomendables para vivir. Centrándonos en el tema que vamos a desarrollar, el transporte urbano ha de ser uno de los pilares fundamentales sobre los que desarrollar una ciudad sostenible, para ello, debemos asegurarnos antes que dicho transporte debería estar a la vanguardia en lo que a tecnología y emisiones se refiere.

En la mayoría de las ciudades de Europa y América los autobuses siguen alimentándose de combustibles fósiles a diferencia de China que ha dado un paso adelante fomentando el transporte eléctrico – VER FIGURA 1 –. El principal motivo reside en el coste ya que actualmente un autobús diésel ronda los 200.000 euros frente a los 500.000 de un eléctrico, dos veces y media más (Daimler, 2018). Esta diferencia irá disminuyendo conforme la electrificación del transporte se vaya instaurando en las ciudades, necesaria para reducir la cantidad de CO<sub>2</sub> y emisiones de óxidos de nitrógeno que se van acumulando en las grandes urbes.

Por un lado, esta tecnología nos presenta elevadas ventajas a la hora de cuidar el medio ambiente pero a su vez cuenta con ciertos impedimentos que han de ser solventados en el futuro. Uno de los grandes problemas del transporte público eléctrico reside a la hora de obtener el calor necesario para ofrecer un ambiente cálido en el interior del autobús en los meses más fríos del año. Esto es debido a que los motores eléctricos no se desprenden elevadas cantidades de calor mientras se encuentran en funcionamiento, así como sucede con los motores de combustión. La primera y sencilla solución fue instalar calefactores eléctricos que calentaban directamente el aire gracias a la energía de las baterías, pero el problema surgió cuando dichos autobuses fueron requeridos para una circulación autónoma sin conexión a la red eléctrica. Las compañías se dieron cuenta de que el consumo eléctrico de la calefacción era tan elevado que llegaba a igualar la potencia consumida por los motores y hacía imposible la circulación de estos vehículos de manera independiente a la red.

Frente a este gran problema las marcas optaron por el desarrollo de una bomba de calor, ciclo que es idéntico al frigorífico, pero cambiando el ambiente que calentamos. De este modo se intenta multiplicar gracias a las leyes termodinámicas la potencia térmica frente a la mecánica. Esto viene indicado por el COP (Coeficiente de rendimiento) del ciclo y algunas compañías aseguran superar COP's de 3 que significa obtener 3 kW de calor frente al gasto de 1 kW en el compresor. De esta manera aseguran mejorar la eficiencia y aumentar la autonomía hasta en un 50-60 % en relación con la calefacción eléctrica – VER FIGURA 3 –.

## 2. TECNOLOGÍA UTILIZADA

### 2.1 CICLO DE BOMBA DE CALOR

A continuación, podemos observar el diagrama Presión-Volumen – VER FIGURA 4 – sobre él, se encuentra ilustrado el ciclo termodinámico de una bomba de calor que es el mismo que el de refrigeración, pero cambiando la utilidad del calor – VER FIGURA 5 –. La explicación teórica correspondiente del ciclo termodinámico podrá ser leída en el anexo 2.

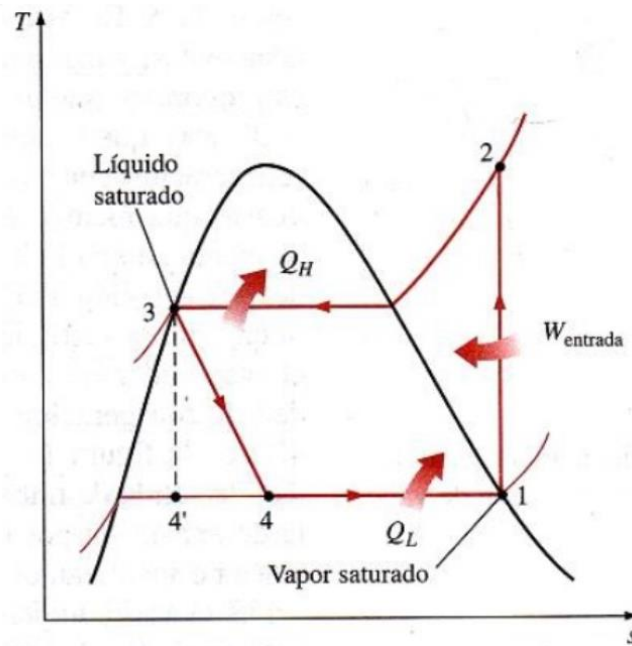


FIGURA 4: CICLO DE OPERACIÓN BOMBA DE CALOR, DIAGRAMA T-S / (SLIDESHARE.NET, 2015)

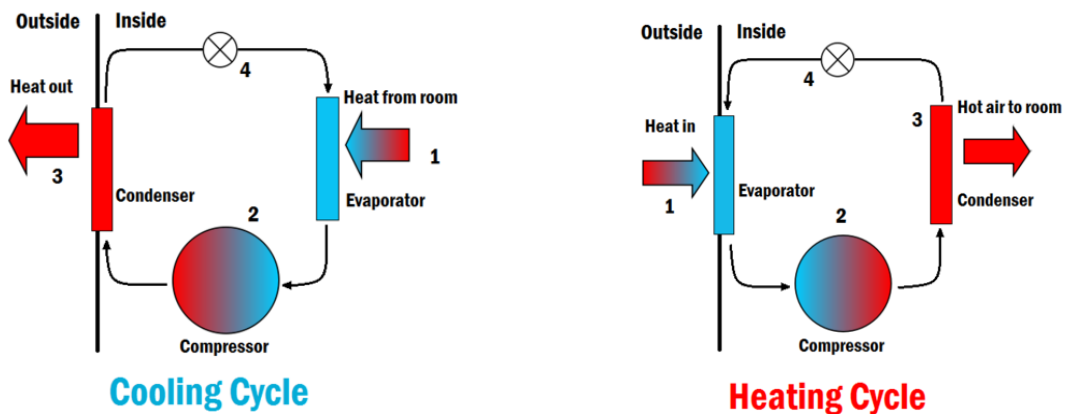


FIGURA 5: CICLO DE REFRIGERACIÓN Y CICLO DE CALEFACCIÓN / ENERGYEDUCATION.CA

## 2.2 MEJORAS POSIBLES SOBRE LA BOMBA DE CALOR

---

- Intercambiadores de calor: Después del condensador el refrigerante fluye hacia la válvula de expansión, pero antes podemos introducir un intercambiador de calor. Con este sistema aprovechamos la temperatura de salida del condensador para precalentar la entrada al compresor
- Mejora de materiales: Utilizar los materiales con mejor coeficiente de conductividad térmica para transferir el calor de la manera más eficiente posible. El aluminio es el más utilizado debido a su reducido precio y su gran capacidad de conducción, pero si estamos buscando algo que nos proporcione máximo rendimiento, usaríamos cobre que a su vez es más caro.
- Mejorar el compresor: Si conseguimos mejorar la eficiencia del compresor, necesitará menos energía para trabajar en el mismo rango de revoluciones y presión, lo que derivará en un aumento del COP.
- Aislamiento y humedad: Tenemos que saber que cuanto más aislado esté el tubo, menos pérdidas de calor va a tener. Por otro lado, el agua es un buen conductor de calor y la colocación de la bomba de calor en un lugar con humedad ambiente será favorable.
- Agua pulverizada en el evaporador: Si queremos reducir la temperatura al máximo, será beneficioso rociar agua para conseguir un proceso de enfriamiento evaporativo.

## 2.3 TIPOS DE BOMBAS DE CALOR

---

Las bombas de calor se pueden utilizar en lugares tan diversos como grandes espacios, pequeños dormitorios, casas, calefacción urbana...etc. Aparte de todos estos usos debido a que estamos hablando de la bomba de calor en el transporte, explicaremos las diferentes especificaciones de las bombas de calor que se están utilizando actualmente en el mercado y las futuras posibilidades disponibles. Las principales diferencias entre los diferentes modelos radicarán en la manera de obtener el calor o liberarlo de los focos y también en el refrigerante utilizado para ello.

Por un lado, llamaremos calefacción directa - [VER FIGURA 7](#) - a aquella que toma el calor directamente del ambiente para ponerlo en el lugar que se desea calentar. Esta es la bomba de calor más sencilla donde el condensador y el evaporador intercambian calor con aire. Por otro lado, tenemos el calentamiento indirecto - [VER FIGURA 8](#) - que se basa en un intercambio de calor con agua, el claro ejemplo es un condensador indirecto donde el refrigerante calienta el agua que fluye a través de los tubos y posteriormente esa agua se puede usar para consumo, para calentar el aire o para otros usos. También existe la opción de una bomba de calor híbrida que intercambia calor indirectamente a través del condensador y toma calor del ambiente con el evaporador o al revés.

### 3. PRINCIPALES COMPETIDORES

Actualmente en el mercado muchas compañías se dedican al desarrollo de sistemas para el transporte, pero únicamente nos vamos a centrar en las más importantes y principales de ellas, explicando la tecnología que desarrollan, ventajas y desventajas. Estas compañías son Valeo, Konvekta, Aurora y Eberspächer.

#### 3.1 VALEO

La REVO-E Global ha sido desarrollada para ser una unidad básica (sólo refrigeración) con posibilidades de mejora hasta un sistema más completo (refrigeración + bomba de calor + calefacción PTC) con la opción de refrigeración + bomba de calor o refrigeración + PTC.

##### Ventajas:

- Respetuoso con el medio ambiente a corto plazo, utilizando refrigerante R-1234yf con un GWP (Global Warming Potencial) de 4 que es mucho menor que el R-134a. En realidad aún no han lanzado ningún dispositivo que funcione con este refrigerante. Sistema ofrecido con R-134a y R-407c.
- Desarrollado un condensador enfriado por agua para evitar las fluctuaciones de presión del refrigerante gracias a la inercia del agua. (No disponible en el mercado)

##### Desventajas:

- Peso (Revo E Global con refrigeración + bomba de calor+ calentador PTC (20kg) = 270kg)
- Aún se ofrece con R-134a como refrigerante.
- No cubre la totalidad del rango de temperaturas de Alemania o de otros países fríos. Problemas por debajo de -5°C.
- Calefactores PTC complementan la falta de potencia de calefacción en ambientes muy fríos – [VER FIGURA 13](#) –.

##### Especificaciones:

REVO®-E Global REVO®-E Global T	Version 1 Cooling	Version 1 Tropo Cooling (application up to 55 °C)	Version 2 Cooling + PTC heater	Version 3 Cooling + heat pump	Version 4 Cooling + heat pump + PTC heater
Cooling capacity (kW) Refrigerant R 134a Refrigerant R 407c	25 33	- 33	25 33	23 30	23 30
Heating pump capacity (kW) Refrigerant R 134a Refrigerant R 407c	- -	- -	- -	13 19	13 19
Current consumption (A) (26V DC)	nominal 70 <sup>0</sup>	nominal 70 <sup>0</sup>	nominal 70 <sup>0</sup>	nominal 70 <sup>0</sup>	nominal 70 <sup>0</sup>
Current consumption (A) (600V DC) Refrigerant R 134a Refrigerant R 407c	Cooling max.12 <sup>0</sup> /regulated 7 <sup>0</sup> Cooling max.18/regulated 11	- Cooling max.18/regulated 11	Cooling max.12 <sup>0</sup> /regulated 7 <sup>0</sup> Cooling max.18/regulated 11	Cooling max.12/Heat pump max.10 <sup>0</sup> Cooling max.15/Heat pump max.14	Cooling max.12/Heat pump max.10 <sup>0</sup> Cooling max.15/Heat pump max.14
PTC heater (optional) (kW)	-	-	0 - 20	-	0 - 20
Fresh air	optional	-	optional	optional	optional
Weight (kg)	230	238	250	250	270
Dimensions L x W X H (mm)	3,100 x 1,900 x 295	3,550 x 1,900 x 295	3,100 x 1,900 x 295	3,100 x 1,900 x 295	3,100 x 1,900 x 295

TABLA 1: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS VALEO / (VALEO THERMALBUS, 2019)

### 3.3 AURORA

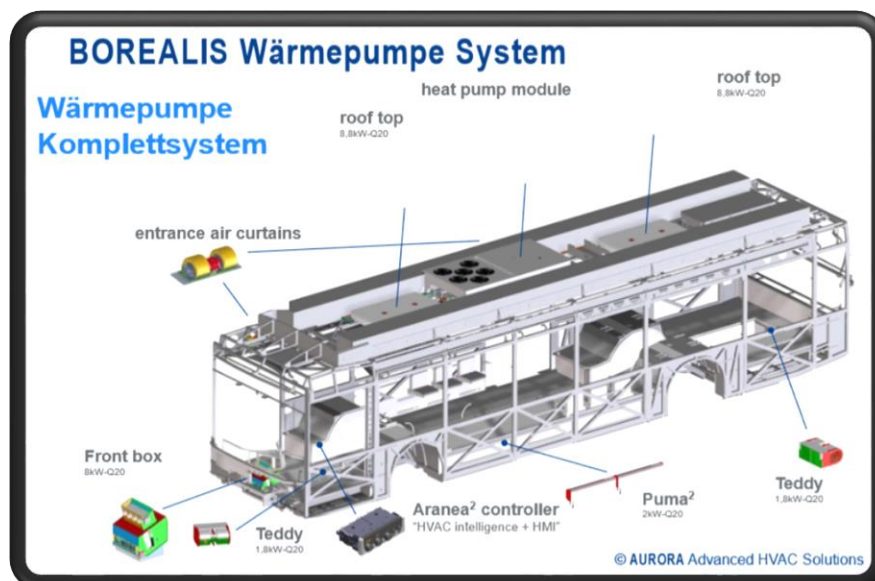


FIGURA 19: SISTEMA MODULAR DE AURORA / (DR. IR. R.J. (ROB) VAN BENTHUM)

#### Ventajas:

- Gran rango de temperaturas operativas (de -15°C a +45°C y de 0°C to 55°C)
- Dos modos de bomba de calor (Aire ambiente / Calor sobrante del vehículo) como fuente de energía.
- Enfriamiento de baterías
- Diseño modular

#### Desventajas:

- Aún en uso con R-134a o R407C (3 Kg) para el sistema
- No se conocen muchos detalles del producto
- Muy pesado. Se desconoce el peso exacto pero en MAHLE se estima que por muy por encima de 300 Kg.

#### Especificaciones:

Kühl-Modus		Heiz-Modus (Umgebungsluft)		Heiz-Modus (Antrieb Restwärme)	
COP	2,5	COP	2,6	COP	3,5
Cooling Capacity	22 kW	Heating Capacity	11 kW	Heating Capacity	18 kW
Cooling fluid interior	4 °C	Cooling fluid interior	40 °C	Cooling fluid interior	45 °C
Ambient	35 °C / 70% r.h.	Ambient	-15 °C / 30% r.h.	Cooling fluid waste	20 °C



### 3.4 EBERSPÄCHER

#### Ventajas:

- Agua caliente (18 kW).
- Gran reducción de consumos (kWh/Km) debido a no usar calefacción eléctrica.
- Alta eficiencia.
- Ventiladores sin escobillas 24 V.

#### Desventajas:

- Su peso es el más elevado de los cuatro desconociendo el peso de AURORA.
- Gran intensidad de corriente eléctrica, 88A.
- Aún en uso con R-134a para las unidades ofrecidas. Alto GWP (medida relativa de cuánto calor puede ser atrapado por un determinado gas de efecto invernadero, en comparación con un gas de referencia, por lo general dióxido de carbono.) = 1430.
- No se conocen muchos detalles del producto.

#### Especificaciones:

TECHNISCHE DATEN	AC136 AE HP
Kälteleistung Nenn (50/70 Hz) Kälteleistung Max (50/70 Hz)	20 / 22 kW 26 / 29 kW
Die Kälteleistung Nenn wurde ermittelt unter folgenden Bedingungen: Außentemperatur 35°C, Innenraumtemperatur 27°C. Die Kälteleistung Max wurde ermittelt unter folgenden Bedingungen: Außentemperatur 35°C, Innenraumtemperatur 40°C.	
Heizleistung Wärmepumpe Nenn (50/70 Hz) Heizleistung Wärmepumpe Max (50/70 Hz)	11 / 13 kW 18 / 22 kW
Die Heizleistung Nenn wurde ermittelt unter folgenden Bedingungen: Außentemperatur -5°C, Innenraumtemperatur 16°C. Die Heizleistung Max wurde ermittelt unter folgenden Bedingungen: Außentemperatur 10°C, Innenraumtemperatur 20°C.	
Heizleistung Wasserwärmetauscher	18 kW
Länge x Breite x Höhe	2.590 x 2.010 x 420 mm
Gewicht	299 kg
Verdampfer Luftleistung	6.600 m³/h
Stromaufnahme bei 24 VDC	88 A
Leistungsaufnahme Kühlen Nenn bei 400 V AC (50/70 Hz) Leistungsaufnahme Kühlen Max bei 400 V AC (50/70 Hz)	4,8 / 7,1 kW 5,4 / 8,6 kW
Leistungsaufnahme Heizen Nenn bei 400 V AC (50/70 Hz) Leistungsaufnahme Heizen Max bei 400 V AC (50/70 Hz)	2,4 / 3,3 kW 3,3 / 4,8 kW
Kältemittel	R134a

TABLA 4: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS EBERSPÄCHER / (EBERSPÄCHER DEUTSCHLAND, 2019)

### 3.5 SUMARIO DEL ESTUDIO DE MERCADO

---

*TABLA 5: COMPARACIÓN DE PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS*

En este punto, conociendo las características más importantes de los cuatro principales competidores, podemos obtener algunas conclusiones de cuáles son las áreas fuertes y débiles de las respectivas unidades. Si miramos a través de la tabla podemos hacer fácilmente una comparación rápida comprobando la potencia, la tecnología o los estándares de peso.

Como vemos en lo que a refrigerante se refiere, Konvekta se encuentra a la cabeza de la tecnología existente en el mercado mientras que las otras compañías siguen ofreciendo sistemas que todavía funcionan con refrigerantes convencionales como el R-134a. Aurora también da la oportunidad de llenar el circuito con un peor refrigerante GWP (1774) llamado R407C. Por otro lado, Valeo y Eberspächer afirman que están trabajando en sistemas con refrigerantes de bajo GWP, pero que aún no son capaces de introducirlos en el mercado. Gracias a la tecnología CO<sub>2</sub>, Konvekta también lidera secciones como el peso y el rango de temperatura, aunque no sabemos si el compresor está incluido en el peso final. Por otro lado el sistema de Aurora es el más completo pero a su vez complejo debido a su estación de agua, aunque es capaz de distribuir muy bien la potencia de calefacción y refrigeración alrededor de la cabina.

Respecto a capacidad de refrigeración, Eberspächer y Valeo establecen la potencia máxima en torno a los 30 kW, pero hay que tener cuidado porque estos datos dependen de las temperaturas de entrada/salida y, por ejemplo, Eberspächer afirma que su potencia máxima se alcanza con 35 °C en el exterior y 40 °C de salida de aire, que no es la temperatura que vamos a tener en la cabina. En cuanto a la calefacción, todos ellos ofrecen más o menos las mismas especificaciones (15-20 kW), añadiendo algunas configuraciones especiales como la calefacción PTC adicional (Valeo), el calentamiento de agua (Eberspächer) o el trabajo con calor residual como fuente (Aurora). Finalmente, en la tabla hay algunas suposiciones sobre los modos de recalentamiento y el deshielo después de haber comprobado los circuitos y cierta información sobre la fuente del aire.

## 4. COMPARACIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS Y COMPONENTES EXISTENTES EN COOPERACIÓN CON EL DEPARTAMENTO DE PREDESARROLLO DE SISTEMAS HVAC

### 4.1 SISTEMA CON REFRIGERANTE SIN CAMBIOS MCTS

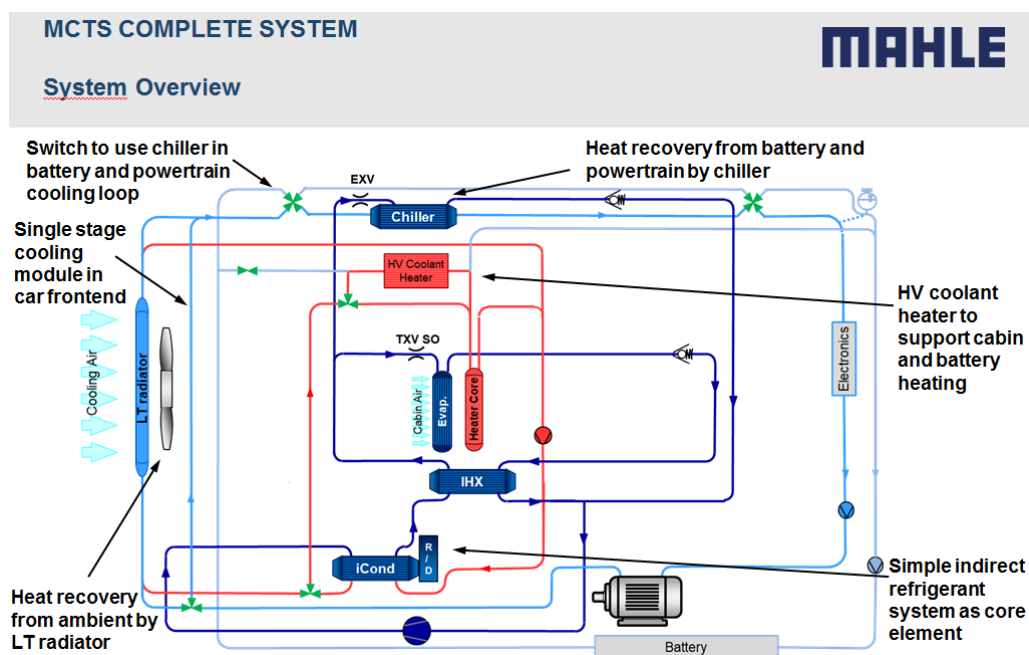


FIGURA 24: SISTEMA COMPLETO MCTS SIN INVERSIÓN DEL REFRIGERANTE

### 4.2 SISTEMA AIRE A AGUA

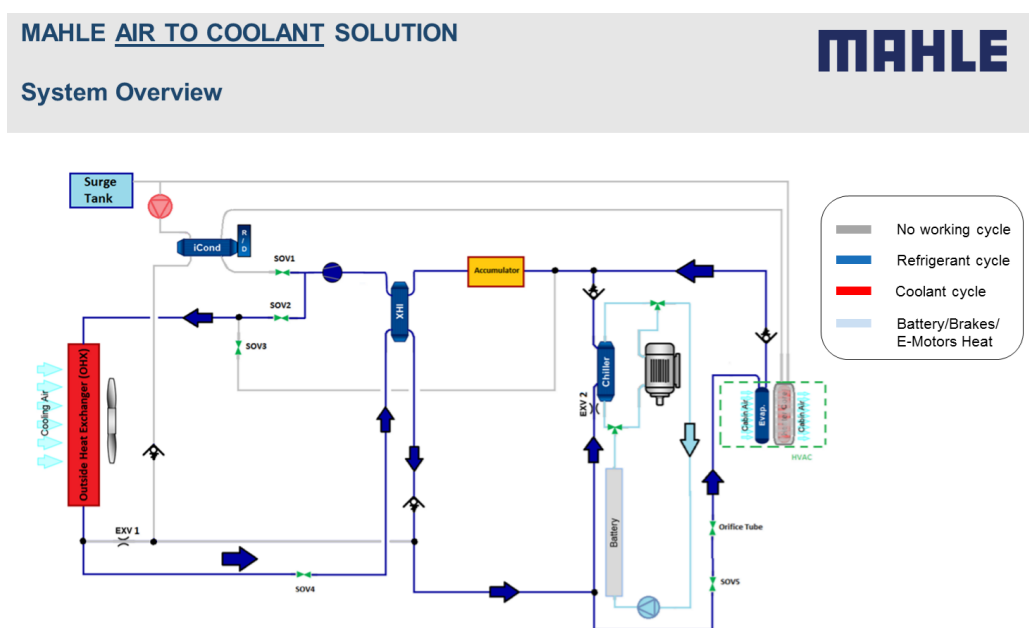


FIGURA 28: DISEÑO SISTEMA AIRE-AGUA. EXPLICACIÓN DETALLADA EN ANEXO 2

### 4.3 SISTEMA AIRE-AIRE

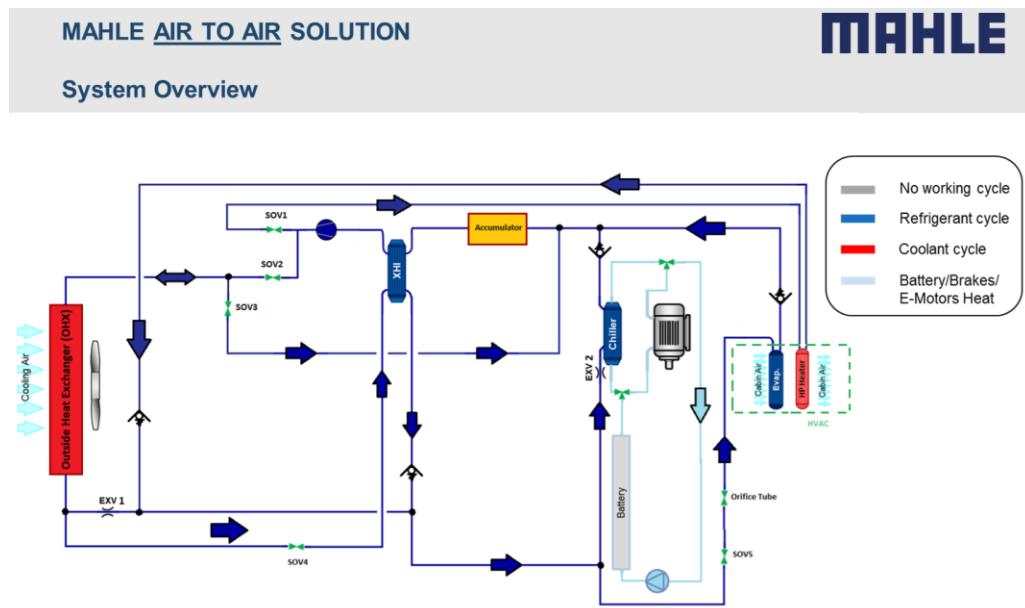


FIGURA 33: DISEÑO SISTEMA AIRE-AIRE. EXPLICACIÓN DETALLADA EN ANEXO 2

### 4.5 COMPROBACIÓN COMPONENTES

Después de conocer las posibilidades que tenemos y las preferencias entre los diferentes sistemas, decidimos seguir adelante para comprobar qué componentes principales estaban disponibles en Mahle Behr para la construcción de nuestra unidad. Nos centramos en el calentador de bomba de calor (HP Heater), el intercambiador de calor exterior (OHX) y el condensador indirecto (ICond). El punto principal era obtener el modelo de dichas componentes para comenzar con las simulaciones, pero también hubo que tener en cuenta otros detalles como la geometría de cada componente respecto a la unidad, la necesidad de que estuvieran en producción en serie y de que funcionasen tanto en refrigeración como calefacción.

Después de hablar con el personal a cargo del desarrollo de estos componentes, teníamos dos tipos diferentes de Condensadores Indirectos disponibles (ambos tamaño 4 ya que era necesario sólo para el modo de bomba de calor), también teníamos dos geometrías diferentes para el calentador de bomba de calor (HP Heater) aunque su principal problema era que no estaban listos para adquirirlos todavía debido a que se encontraban aún en desarrollo. Con respecto al intercambiador de calor exterior (OHX) encontramos diferentes geometrías, pero sólo una de ellas estaba en producción. Una vez que llegamos a este punto, los datos obtenidos nos apuntaban a simular el sistema aire a agua. A continuación, elaboré un modelo en BISS, un software propio para simular ciclos de refrigeración, con todos los componentes para la solución de aire a agua. Seleccionamos el ICond sin subenfriamiento porque en la unidad anterior no se incluía el subenfriamiento, el OHX en modo evaporador, el enfriador, el núcleo del calentador y un compresor. Después de tener algunos problemas con el sistema porque no funcionaba correctamente a la hora de simular por culpa de los valores elegidos, logramos resolver los problemas y finalmente el circuito empezó a funcionar correctamente.

## 5. SIMULACIONES

---

### 5.1 AIRE-AGUA

---

*VER FIGURA 40: ILUSTRACIÓN DEL MODELO AIRE-AGUA CONSTRUIDO CON EL SOFTWARE BISS (ANEXO 2)*

Después de algunos intentos pudimos hacer funcionar el sistema de forma correcta aproximándonos a unos valores razonables gracias al ajuste de caudales, la presión, las temperaturas, las caídas de presión...

Para regular y probar cuáles eran los valores óptimos de los parámetros que podían ser modificados, realice diferentes pruebas ejecutando el sistema con los mismos valores en todos los parámetros excepto en uno de ellos para ver el efecto sobre los resultados. Los parámetros que pueden modificarse son los siguientes: flujo másico de aire del condensador, flujo másico agua en el circuito auxiliar, temperatura de entrada del condensador, temperatura de entrada del refrigerante en el Chiller, flujo másico de refrigerante del Chiller, temperatura de entrada del aire OHX y flujo másico de aire OHX. Las simulaciones realizadas se encuentran explicadas extensamente en el anexo donde podemos ver explicado cómo se ha modificado cada uno de los parámetros. Los resultados de las simulaciones se incluyen en el Anexo 1 debido a la cantidad de tablas recogidas y la gran cantidad de datos que ellas contienen.

Después de todas las simulaciones de los diferentes parámetros nos hacemos una idea de cuáles son los mejores valores y como incrementan la potencia calorífica respectivamente, o por el contrario, el consumo de energía. También me di cuenta de que en un ambiente más cálido, no se necesitaba la misma cantidad de potencia calorífica que en un ambiente más frío, así que por qué no optimizar los diferentes modos para buscar las condiciones idóneas de cada caso. Por ejemplo en un ambiente muy frío bajo (-5°C temperatura externa) el OHX casi no intercambia calor ([TABLA 1.6 -5°C COLUMNA](#)) debido a que todo el refrigerante fluye a través del Chiller porque es allí donde encuentra más calor. Además, en esas temperaturas no es recomendable el uso de un evaporador externo debido a los problemas de la congelación de la superficie (OHX desconectado bajo el punto de congelación para evitar deterioro de la componente y pérdida de rendimiento). Debido a este impedimento debemos trabajar sólo con el Chiller como evaporador a esa temperatura. De esta manera si queremos conseguir una gran potencia de calefacción debemos aumentar los flujos porque hemos demostrado que los flujos del condensador, Chiller y OHX tienen un impacto sobre el poder calorífico global, pero debemos ser conscientes de que el consumo de energía también aumentará. Por el contrario, podemos decir que en un ambiente cálido (15°C temperatura externa) no necesitaremos la misma potencia calorífica que en un ambiente frío, ya que lo que buscamos es aumentar la temperatura unos pocos grados. Debido a esto podemos reducir los caudales para conseguir una potencia menor, podemos jugar también con la cantidad de refrigerante para obtener temperaturas más bajas a la salida de los

condensadores ya que para los pasajeros si el ambiente no es lo suficientemente frío, podría llegar a ser incomodo un flujo fuerte o demasiado caliente de aire.

El otro parámetro en el que deberemos centrarnos son los reguladores de los compresores, encargados de tomar puntos de ajuste de presión en el lado de succión y temperatura en la salida de los condensadores para regular la velocidad del compresor. Los límites parten de 800 RPM cuando las temperaturas son más bajas, alcanzando los 8500 RPM cuando las temperaturas son más altas. El límite de presión en la succión del compresor se establece en 1,2 bares y se mantendrá sin cambios, pero el valor de la temperatura de salida lo podremos modificar para obtener más o menos potencia/temperatura en la salida de los condensadores. Ambas opciones se pueden utilizar para reducir el poder calorífico, ya sea reduciendo el flujo de aire o reduciendo el delta entre temperaturas. Después de revisar los límites de temperatura nos dimos cuenta de que el controlador estaba limitando el sistema con el límite de temperatura de salida, lo que no nos permitiría obtener la potencia que podíamos conseguir. Debido a ello, volvimos a repetir las simulaciones (TABLAS EN EL ANEXO 1 DE 2.1 A 2.6) con el límite de temperatura aumentado de 40°C a 50°C para comprobar cuáles eran las diferencias con respecto al sistema. Los resultados son muy claros, podemos ver que la potencia total en las primeras columnas ha crecido porque está relacionado con la diferencia de temperaturas y actualmente el sistema puede alcanzar temperaturas de salida más altas.

A partir de estos resultados y del análisis de las otras simulaciones, nos encontramos en condiciones de construir un sistema optimizado con los valores correctos para cada temperatura de salida en función del ambiente y de la potencia de calefacción que queramos alcanzar. (TABLAS 2.7 Y 2.8). En la TABLA 2.7 DEL ANEXO 1 se observa una optimización del sistema funcionando al 100% con aire fresco. Lo principal a destacar es que el ajuste del controlador de la temperatura de salida del condensador está limitado a 40 °C por encima de 0°C de temperatura ambiente y a 50°C desde 0°C a temperaturas exteriores inferiores, el flujo de aire del condensador puede reducirse a 10 kg/minuto cuando el exterior no hace demasiado frío (15°C como ejemplo), el flujo de refrigerante se establece en el límite inferior porque sólo tiene efecto sobre la potencia total por encima de 10°C donde no necesitamos demasiado calor, el flujo de aire del OHX se ajusta al flujo más elevado porque reduce el consumo de energía del compresor alcanzando aparentemente mayores capacidades de calentamiento (más aire a través del OHX significa más trabajo de los ventiladores lo que al mismo tiempo significa más potencia necesaria pero no está relacionada con la potencia del compresor), en el Chiller ocurrirá lo mismo con el flujo de refrigerante que en el OHX, pero ajustaremos la temperatura de entrada del refrigerante proveniente de las baterías a una temperatura media para no solapar al OHX y que funcione a temperaturas por encima de 0°C. En la TABLA 2.8 DEL ANEXO 1 hemos hecho aproximadamente las mismas optimizaciones, pero en este caso utilizamos aire mezclado en la entrada del condensador fijado en 15°C para todos los casos. Se podría variar con los reguladores cambiando el porcentaje de aire fresco mezclado con el aire de la cabina.

## 5.2 AIRE-AIRE

---

*VER FIGURA 41: ILUSTRACIÓN DEL MODELO AIRE-AIRE CONSTRUIDO CON EL SOFTWARE BISS (ANEXO 2)*

## 5.3 AIRE-AGUA VS AIRE-AIRE, EVALUACIÓN DE RENDIMIENTO

---

---

### 5.3.1 PARAMETROS DE LA SIMULACIÓN

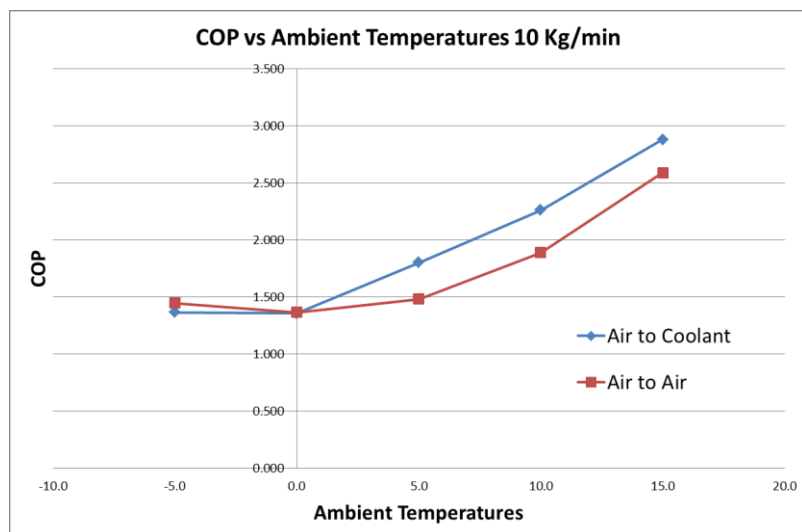
---

- Flujo másico aire condensadores/calefactores: El flujo es producido por los ventiladores que tienen la tarea de introducir el aire en la cabina. Hemos probado con flujos de 8 kg/min a 12 kg/min. En las tablas este valor no es fijo, pero tenemos tres columnas diferentes dependiendo de la potencia requerida en los ventiladores con un ajuste medio de 10 kg/min.
- Refrigerante circuito auxiliar (Aire-Agua): El flujo de refrigerante se ajusta al valor mínimo (5,3 kg/min) cuando el aire ambiente está por encima de los 5°C debido a que en esa temperatura no buscamos un alto rendimiento, por lo que reducimos el flujo con la intención de reducir el a su vez el consumo y alcanzar un sistema más eficiente. Cuando la temperatura exterior es inferior a 0°C, aumentamos el caudal (10,6 kg/min) para conseguir de esta manera mayor potencia calorífica y, al mismo tiempo, mayor potencia en el compresor.
- Flujo de refrigerante en el Chiller: A medida que aumentamos el flujo de refrigerante del Chiller, aumentamos la potencia y el consumo de energía, pero sólo en las columnas de 0°C y -5°C. Esto significa que en ambientes cálidos mantendremos el flujo de refrigerante en valores bajos (10,8 kg/min) para ser más eficientes debido a su efecto sobre el consumo y en ambientes fríos lo elevaremos hasta 32,4 kg/min para lograr una mayor capacidad de calefacción.
- Temperatura de entrada al Chiller (Baterías, electrónica...etc.): Cuando la temperatura de entrada del refrigerante del Chiller aumenta, el Chiller domina sobre el OHX como fuente para obtener el calor, pero la potencia de calefacción total se mantiene constante, excepto con temperaturas muy bajas. Como se explicó antes, en el programa BISS deberíamos estar trabajando con un bucle de cerrado para el Chiller de baterías, pero esto causaba problemas de iteración a la hora de ejecutar el software. Por esa razón, fijamos la temperatura de la entrada para que lo que hagamos sea elevar la temperatura a medida que el ambiente se enfría. Con este método en ambientes más fríos donde el hielo del OHX puede ser un problema trabajaremos sólo con el Chiller como fuente de calor y podremos apagar el OHX para evitar problemas. Se configuraron valores crecientes, 15°C para los ambientes más cálidos (15°, 10° y 5°) y 25°C y 30°C para los respectivos ambientes más fríos. Exactamente no se sabe cuánto calor so podrá intercambiar realmente en el Chiller, intentando alcanzar máximas potencias de calefacción podremos ver valores de hasta 10 kW, aunque realmente nunca se alcance más de un tercio de esta potencia.

- Flujo másico OHX: Cuando aumentamos el flujo de aire del OHX, el rendimiento del OHX aumenta, pero a altas temperaturas afecta al rendimiento de la calefacción. Por esta razón, acabamos de ajustar el valor máximo de 55 kg/min en el ambiente más frío (0°C y -5°C) y el valor mínimo de 25 kg/min en el otro ambiente para maximizar la eficiencia.
- Temperatura entrada de aire: Como expliqué en la introducción de la evaluación del rendimiento, encontraremos dos tablas diferentes para cada sistema, una con aire fresco y otra con aire mezclado (15°C).

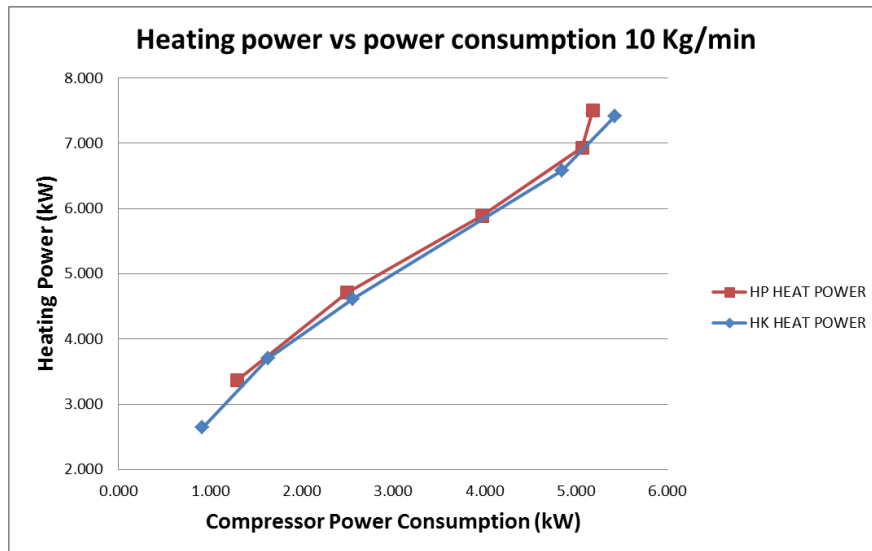
### 5.3.2 COMPARACIÓN DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

**Aire 100% fresco:** En términos de rendimiento, ambos sistemas pueden parecer muy similares, pero si lo comprobamos cuidadosamente, el sistema Aire-Aire con condensador “HP Heater” es superior al sistema Aire-Agua en cuanto a potencia de calefacción se refiere. Si comprobamos las **TABLAS DEL ANEXO 1** con título optimización/comparación, podremos ver que en las 3 primeras columnas del flujo de aire de 8 Kg/min el calentador HP es un 20% más potente aunque con temperaturas más bajas se obtienen valores similares. Cuando elevamos el flujo de aire a 10 Kg/min la diferencia en el ambiente más cálido crece hasta un 27% y finalmente con el flujo máximo de aire de 12 Kg/min el Aire a Aire es un 37% más potente que el sistema Aire-Agua. En relación a la potencia de calefacción, la temperatura de salida de los condensadores será mayor en la bomba de calor directa debido a que tanto el flujo de aire como la temperatura de entrada es la misma en ambas soluciones ( $\text{Calor (W)} = \text{flujo másico (Kg/s)} \cdot C \text{ (J/Kg} \cdot \text{Kelvin)} \cdot \Delta T \text{ (Kelvin)}$ ). Otra cosa muy diferente es hablar del consumo de energía debido a que el sistema directo debe dividir el refrigerante a través de ambos condensadores “HP Heaters” y eso significa que el fluido necesita más trabajo para circular dentro del sistema. El consumo del sistema directo será un 30% mayor para caudales de aire bajos, aumentando hasta cerca de un 50-60% con caudales de aire más altos. Al final, si comprobamos el COP tenemos consideraremos en este apartado una ventaja para el Aire-Agua debido al menor consumo del sistema.

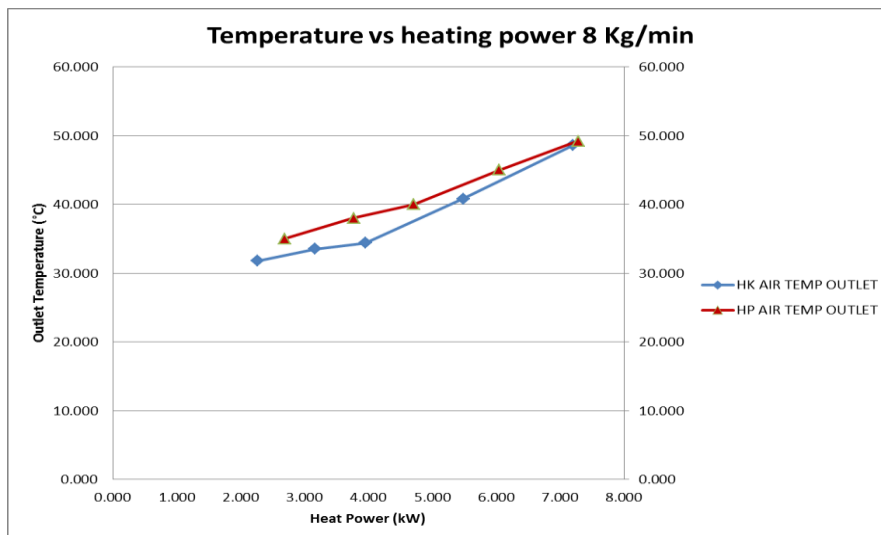


GRÁFICA 1: RELACIÓN ENTRE EL COP Y LA TEMPERATURA DE ENTRADA CON 10 KG/MIN DE FLUJO MÁSIKO.

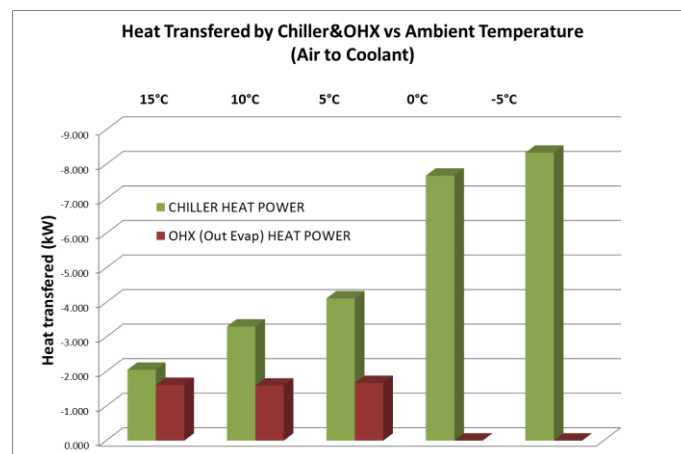




GRÁFICA 1: MUESTRA LA RELACIÓN ENTRE LA POTENCIA DE CALEFACCIÓN Y EL CONSUMO CON UN FLUJO MÁSSICO DE 10 KG/MIN

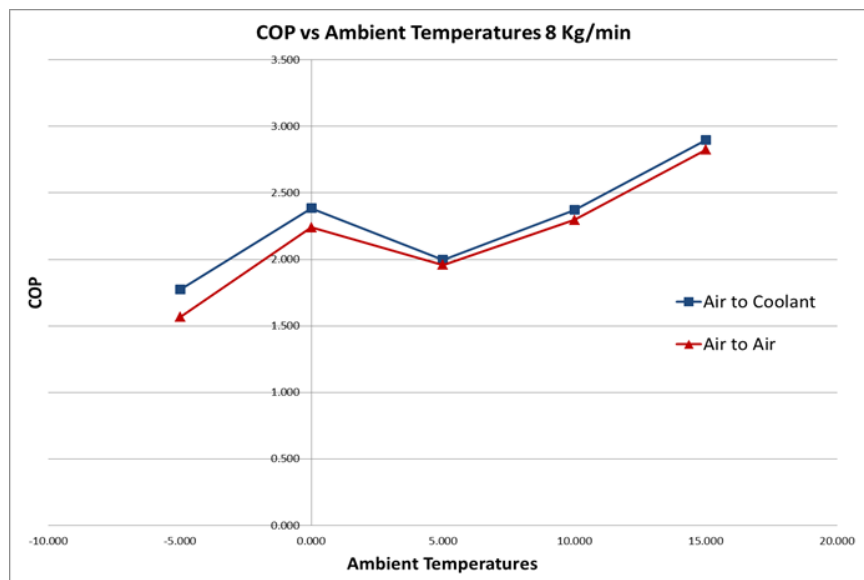


GRÁFICA 3: MUESTRA LA RELACIÓN ENTRE LA TEMPERATURA DE SALIDA Y LA POTENCIA CALORÍFICA CON 8 KG/MIN DE FLUJO MÁSSICO DE AIRE. LOS PUNTOS QUE FORMAN LA LÍNEA SON EL RANGO DE TEMPERATURAS DEL AMBIENTE DE 15 A -5 RESPECTIVAMENTE

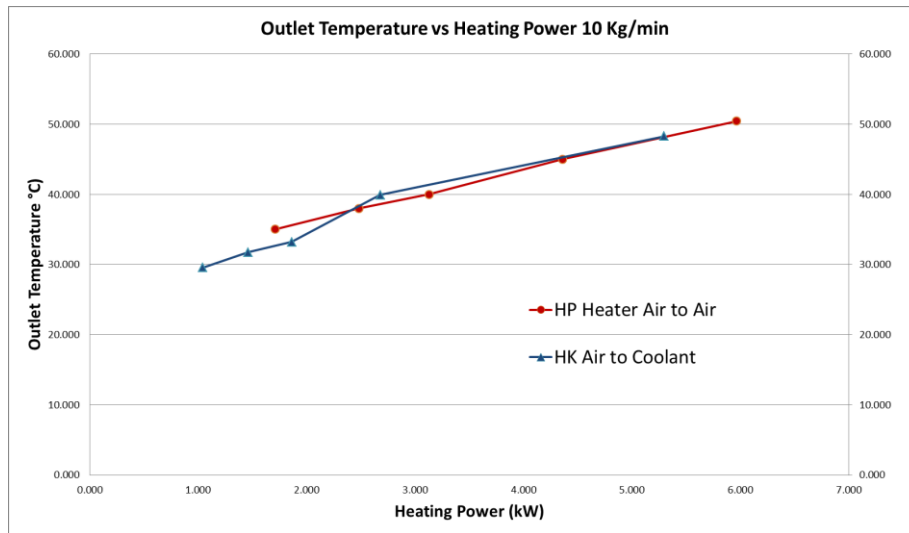


GRÁFICA 2: DIFERENCIAS DE CALOR TRANSFERIDO POR EL CHILLER Y EL OHX EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA AMBIENTE

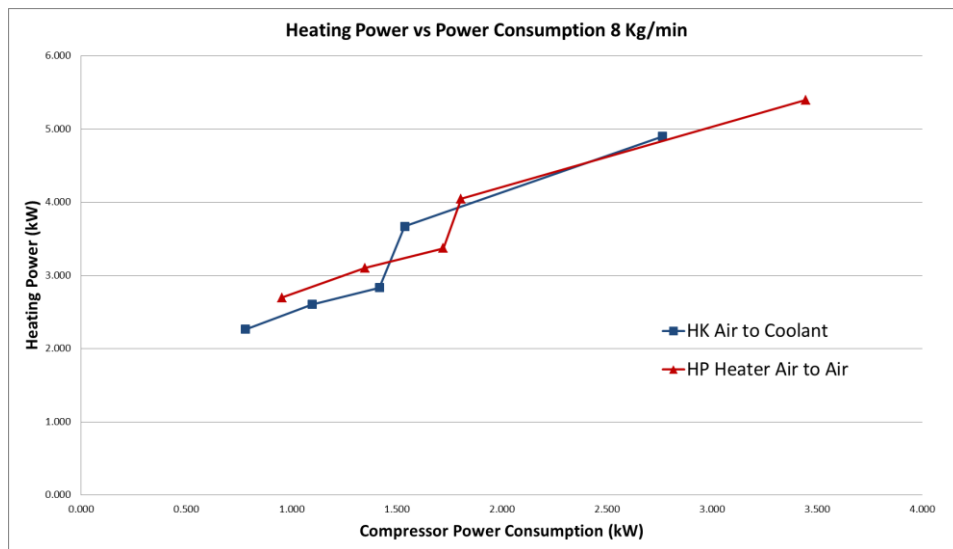
- Aire mezclado:** Como hemos visto anteriormente, la potencia calorífica con aire mezclado disminuye, pero no porque el sistema sea menos eficiente o porque no funcione bien. Como se ha explicado anteriormente, la diferencia entre la temperatura de salida y la de entrada es menor, por lo que obtenemos menos kilovatios de calefacción. Mezclar aire nos ayudará a conseguir un sistema de calefacción más eficiente porque si comprobamos la fórmula del COP donde COP es igual a la potencia de calefacción dividida por el consumo de potencia del compresor (igual a la resta de Q-caliente y Q-frío); podemos maximizar ese COP reduciendo el denominador de la división elevando el calor de la fuente fría. Si comprobamos el COP ideal o COP de Carnot, que es el mismo pero utilizando temperaturas, la conclusión es la misma pero aumentando la temperatura desde la fuente de frío. Básicamente esa es la finalidad de operar mezclando el aire cuando el exterior es mucho más frío que el interior del autobús. En cuanto a la comparación entre ambos modelos, mantienen resultados similares a la comparación con aire fresco, donde sistema directo era mucho más potente con temperaturas de salida más altas de los condensadores, pero al mismo tiempo pecaba de un mayor consumo de energía por parte del compresor. Comprobando las diferentes columnas en función del caudal de aire podemos comprobar que a bajos caudales (8 Kg/min) la solución Aire-Aire no necesita mucha potencia para obtener más calor que el Aire-Agua lo se refleja en el COP con similares resultados para ambos sistemas. En el momento en que aumentamos el flujo de aire para obtener más capacidad de calentamiento, el consumo del sistema directo crece más que el del Aire-Agua.



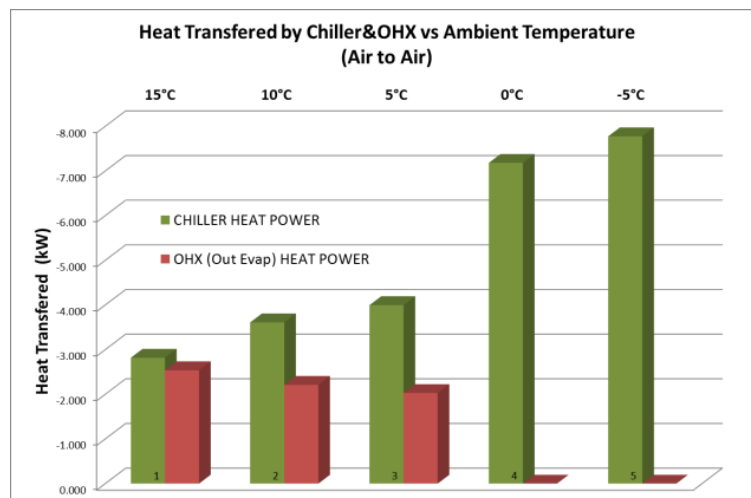
GRÁFICA 5: NOS MUESTRA LA RELACIÓN ENTRE EL COP Y LA TEMPERATURA DE ENTRADA CON 8 KG/MIN DE FLUJO MÁSSICO. VER OTRAS GRÁFICAS ANEXO 2



GRÁFICA 6: MUESTRA LA RELACIÓN ENTRE LA TEMPERATURA DE SALIDA Y LA POTENCIA CALORÍFICA CON 10 KG/MIN DE FLUJO MÁSSICO DE AIRE. LOS PUNTOS QUE FORMAN LA LÍNEA SON EL RANGO DE TEMPERATURAS DEL AMBIENTE DE 15 A -5 RESPECTIVAMENTE



GRÁFICA 7: MUESTRA LA RELACIÓN ENTRE LA POTENCIA DE CALEFACCIÓN Y EL CONSUMO CON UN FLUJO MÁSSICO DE 8 KG/MIN



GRÁFICA 8: DIFERENCIAS DE CALOR TRANSFERIDO POR EL CHILLER Y EL OHX EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA AMBIENTE

## 6. COSTES DE LOS SISTEMAS

---

Una vez finalizadas las simulaciones y analizados los resultados, nos queda finalmente la evaluación de costes de ambas unidades para hacernos una idea del coste de los componentes frente a la capacidad de calentamiento de los sistemas.

### 6.1 COMPONENTES AIRE-AGUA / *ANEXO 2*

### 6.2 COMPONENTES AIRE-AIRE / *ANEXO 2*

### 6.3 COMPARACIÓN DE COSTES DE LOS RESPECTIVOS SISTEMAS

## 3.2 KONVEKTA

---

Konvekta es una empresa familiar fundada alrededor de 1960. Fue la primera empresa de Europa que produjo sistemas de aire acondicionado en serie que funcionaban con el nuevo refrigerante R-134a. También fueron la primera y única empresa en conseguir un sistema de Aire Acondicionado basado en CO<sub>2</sub>.


#### **Ventajas:**

En los últimos años, Konvekta ha desarrollado la nueva bomba de calor Ultralight 500 CO<sub>2</sub>, lo que proporciona un sistema con un GWP = 1, incrementando la autonomía del autobús ahorrando energía y enfriando las baterías y cubriendo todo el rango de temperaturas (podría funcionar hasta -20 °C) con una gran reducción de peso gracias a la tecnología utilizada.


#### **Desventajas:**

Pero no todo iban a ser buenas noticias respecto a la nueva tecnología utilizada ya que la dificultad de mantenimiento y el coste de las herramientas van a aumentar. Los principales problemas por un lado son la alta toxicidad (inodoro, más pesado que el aire y asfixiante) y por otro los altos niveles de presión debido al elevado coeficiente de expansión que tiene el CO<sub>2</sub>. Si nos fijamos en - [VER FIGURA 16](#) - podemos ver cómo estamos variando 10 bares por cada grado centígrado que fluctúa su temperatura. Es por ello, por lo que debemos escoger cuidadosamente los materiales a utilizar y las dimensiones ya que sino el transporte o almacenaje del CO<sub>2</sub> nos podría causar ciertos problemas.

#### **Especificaciones:**



## CO2 Heat Pump



The Innovation Company.

$COP_{HP} = Q_h / W_{in} = Q_h / Q_h - Q_c$

$COP_{Carnot} = T_h / T_h - T_c$

UL 500 CO <sub>2</sub> Wärmepumpe / Heat pump	
Kältelastung [kW]	20.000
Kälteleistung [kW] (1)	17.200
Cooling capacity [kW] (1)	
Kältelastung [RTU]	68.300
Kälteleistung [RTU]	
Heizleistung [kW] bei 5 °C / Heating capacity [kW] at 5 °C	18.200
Heizleistung [kW] bei 10 °C / Heating capacity [kW] at 10 °C	16.900
Heizleistung [kW] bei 15 °C / Heating capacity [kW] at 15 °C	15.300
Vorlauftemperatur [°C] / Supply temperature [°C]	4.720
Verdampfer- und Kondenator-Flächen [m²] / Evaporator and condenser area [m²]	53
Stromaufnahme Regelbetrieb [A] / Current draw at regular mode [A]	14

Kompressor / Compressor	
max. Nennleistung Kompressor [kW] / max. operating current compressor [kW]	21,9
Anzahlkompressor [A] / Number of compressors [A]	32
Heizleistung Kompressor [kW] / Heating capacity compressor [kW]	12,6
max. Leistungsaufnahme [kW] / max. energy consumption [kW]	
weitere Leistungsdaten an Anfrage / further performance data on request	
Länge/Wärteleistung [m] / Length/Heating capacity [m]	2124(2405/3961)
Länge/Wärteleistung [m] / Length/Heating capacity [m]	81.784 (CO <sub>2</sub> )

Technical Data UL 500 EM

- Cooling capacity [kW]: 24.000
- Heating capacity [kW]: 30.000
- Current draw [A]: 63
- Weight [kg]: 171
- Performance limit [°C]: 50

Technical Data UL 600 EM

- Cooling capacity [kW]: 26.000
- Heating capacity [kW]: 38.000
- Current draw [A]: 90
- Weight [kg]: 195
- Performance limit [°C]: 50

Advantages of heat pump vs Electric and Diesel Heating:

- Efficiency 1/3 drive energy
- Energy consumption lower than Electric and diesel heating.
- Less refrigerant use

Gewicht [kg] / Weight [kg]

Technical Data UL 700 EM

- Cooling capacity [kW]: 33.000
- Heating capacity [kW]: 38.000
- Current draw [A]: 90
- Weight [kg]: 196
- Performance limit [°C]: 50

TABLA 3: ESPECIFICACIONES  
 TÉCNICAS KONVEKTA/ (DR. IR. R.J.  
 (ROB) VAN BENTHUM)

### 6.3.1 COSTE SISTEMA AIRE-AGUA

Debido a que ambos sistemas comparten muchas de las componentes el precio de ambos sistemas no diferirá mucho el uno del otro. El componente más caro es el compresor, como puede verse, pero el uso de muchas válvulas y tuberías también puede aumentar el precio. Comprobando la cantidad total del sistema Aire-Agua encontramos un coste final de 898€ con las ventajas de mantener los mismos calentadores y colocar el OHX en el mismo lugar del condensador de la unidad anterior. Los principales problemas se encuentran en el Condensador Indirecto donde íbamos a utilizar un condensador de tamaño 4 diseñado para “Cliente 1” que finalmente no alcanzo la producción en serie debido a que el “Cliente 1” rechazó el proyecto. Esto nos lleva a utilizar un condensador para “Cliente 2” o para “Cliente 3”, pero podrían acarrearlos costes de utillaje o rediseño.

### 6.3.2 COSTE SISTEMA AIRE-AIRE

El sistema Aire-Aire cambia los calentadores de refrigerante por dos calentadores de alta presión donde el refrigerante fluirá para calentar el aire. Las dimensiones de ambos son compatibles, pero la necesidad de reemplazar componentes es siempre una desventaja. También este sistema viene acompañado con el uso de más tuberías para llevar el refrigerante desde el compresor al Calentador HP y de vuelta al OHX o al Chiller. En este caso, el OHX se colocará también en el mismo espacio del condensador anterior. Comprobando el importe total cobramos un precio final de 788€, pero hay que añadir el coste extra de canalizar este sistema con un coste añadido de 60€. Podemos ver entonces que el sistema HP Heater / Aire-Aire será 50€ más barato que el sistema Aire-Agua lo que es relativamente despreciable debido al bajo volumen de unidades producidas por año, aunque sigue constituyendo un punto extra para el sistema Aire-Aire. Por último, también debemos decir que el calentador HP Heater todavía se encuentra en desarrollo por lo que no podemos utilizar esta tecnología si queremos comercializarla a corto plazo. Si se

desea que la unidad se construya en pocos meses, el sistema Aire-Aire será desechado por la falta de producción en serie de sus componentes.

## 7. CONCLUSIONES FINALES

---

Al final de esta memoria se van a explicar cuáles serán los pasos siguientes para desarrollar el sistema de bomba de calor eligiendo correctamente entre uno de los dos sistemas existentes. Debemos tener en cuenta que el sistema desarrollado debe cubrir todas las necesidades del cliente y eso significa precio de mercado competitivo, capacidad de trabajo, fiabilidad, innovación, respeto al medio ambiente...etc. y muchas otras condiciones.

El precio podría ser la condición más importante, pero no podemos elegir nuestra unidad centrándonos solo en esa faceta. En primer lugar, porque en nuestra tabla comparativa hay muchos costes que no han sido incluidos y que pueden encarecer tanto a un sistema como a otro. En segundo lugar, porque priorizamos el rendimiento y lo que en realidad queremos saber con este informe es qué solución funciona mejor, tiene más potencia y es más eficiente. En base a esto deberíamos basar la elección en los resultados de la simulación pero no estaríamos siendo realmente exactos ya que antes deberíamos realizar otras muchas comprobaciones entre las que se encontrarían: simular los circuitos desconectando el OHX para evitar la formación de hielo, debemos hacer funcionar ambos sistemas en modo refrigeración para ver cómo funciona el OHX en comparación con el condensador (si intercambia el mismo calor o perdemos rendimiento y cuánto), debemos hacer funcionar la calefacción en modo deshielo para ver si es mejor que hacer funcionar el sistema con la desconexión OHX, comprobar la cantidad máxima de calor que el Chiller de la batería puede proporcionar al sistema... Todo este trabajo debe realizarse previamente, pero con estos resultados podemos hacernos una idea para elegir el sistema que sea mejor para nosotros en base a los resultados de la simulación y nuestros requerimientos. También podemos discutir qué condiciones pueden cambiar en el futuro para hacer que la otra solución sea más competitiva.

Actualmente el sistema Aire-Agua está en mi opinión un poco por delante del sistema Aire-Aire y esta argumentación se basa en cuatro cosas importantes:

- El calentador HP Heater aún está en desarrollo, por lo que no está disponible a corto plazo, lo que hace que sistema Aire-Aire sea casi inalcanzable.
- Poca diferencia de potencia calorífica respecto al calentador HP Heater, pudiéndolo resolver aumentando algunos parámetros para elevar la temperatura de salida.
- Más eficiencia que el sistema Aire-Aire debido a un menor consumo de energía. En relación con esto podemos comprobar los gráficos del COP donde el sistema Aire-Agua se encuentra la mayor parte del tiempo sobre el Aire- Aire.

- Sencillez en el reemplazo de componentes de la unidad anterior a la que incluye bomba de calor, manteniendo los calentadores de agua, añadiendo Condensador Indirecto y reemplazando el condensador por un Intercambiador de Calor Externo (OHX).

Por el momento la solución indirecta/Aire-Agua se mantiene por delante de la Aire-Aire pero cuando el HP-Heater sea puesto en producción, se piensa que será más eficiente que un sistema indirecto debido a las pérdidas de calor en el intercambio entre el agua y el refrigerante. Si en ese momento el Aire-Aire es más potente, eficiente y el precio del sistema es similar, podemos estar seguros de que el HP-Heater será un serio competidor para el sistema indirecto.